

【特許請求の範囲】

【請求項1】 低段圧縮機、補助凝縮器、高段圧縮機、作用側熱交換器、主絞り装置および熱源側熱交換器などを直列に接続した主冷凍サイクルにあって、凝縮器となる前記作用側熱交換器と前記主絞り装置の間に設けた前記冷媒対冷媒熱交換器の別の入口を、前記作用側熱交換器出口と前記冷媒対冷媒熱交換器のあいだに副絞り装置を介して接続し、出口を前記補助凝縮器と前記高段圧縮機の間に接続し、前記補助凝縮器と前記作用側熱交換器のいずれもが蓄熱槽水と熱交換する蓄熱装置。

【請求項2】 補助凝縮器は蓄熱槽下部の蓄熱用水と熱交換し、作用側熱交換器は蓄熱槽上部の蓄熱用水と熱交換する請求項1記載の蓄熱装置。

【請求項3】 補助凝縮器から高段圧縮機に吸入される冷媒の過熱度が適正になるように、副絞り装置の開度を制御する請求項1記載の蓄熱装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【産業上の利用分野】 本発明は給湯・氷蓄熱などに用いる、蓄熱温度の高温化・低温化と高効率化のために、二段圧縮冷凍サイクルを使用した蓄熱装置に関する。

【0002】

【従来の技術】 従来、ヒートポンプを利用した給湯装置または給湯冷暖房装置は、一つの圧縮機を用い、凝縮器を蓄熱槽内に配置するか、蓄熱槽から水を循環し凝縮器と熱交換して給湯水を製造しているものであり、その熱源は蒸発器において外気または太陽熱から収集しているものであった。

【0003】 また、ヒートポンプを利用した氷蓄熱装置は、一つの圧縮機を用い、蒸発器を蓄熱槽内に配置し、その排熱を凝縮器において外気に放出しているものであった。

【0004】

【発明が解決しようとする課題】 しかしながら、従来のヒートポンプを利用した給湯装置では、高温化が困難であり、その給湯温度はせいぜい60℃が限界であり、それ以上の高い温度を実現する場合には、凝縮器の高圧と蒸発器の低圧の間の圧縮比が大きいため、その効率が低下するという問題があった。

【0005】 一方、従来のヒートポンプを利用した氷蓄熱装置は、夏期の高外気温における負荷対策であり、氷を生成するために、その蒸発温度は0℃以下にする必要があり、このような低い温度を実現する場合にも、凝縮器の高圧と蒸発器の低圧の間の圧縮比が大きいため、その効率が低下するという問題があった。

【0006】 本発明はこのような課題を解決するもので、ヒートポンプを利用した給湯・氷蓄熱などの蓄熱装置において、二段圧縮冷凍サイクルを用い、蓄熱温度の高温化・低温化を高効率に得ることができる蓄熱装置を提供することを目的とするものである。

【0007】

【課題を解決するための手段】 この課題を解決するために本発明の蓄熱装置は、低段圧縮機、補助凝縮器、高段圧縮機、作用側熱交換器、主絞り装置および熱源側熱交換器などを直列に接続した主冷凍サイクルにあって、凝縮器となる作用側熱交換器と主絞り装置の間に設けた冷媒対冷媒熱交換器の別の入口を、作用側熱交換器出口と冷媒対冷媒熱交換器のあいだに副絞り装置を介して接続し、出口を補助凝縮器と高段圧縮機の間に接続し、補助凝縮器と作用側熱交換器のいずれもが蓄熱槽水と熱交換するようにしたものである。

【0008】 また、補助凝縮器は蓄熱槽下部の蓄熱用水と熱交換し、作用側熱交換器は蓄熱槽上部の蓄熱用水と熱交換するようにしたものである。

【0009】 さらに、補助凝縮器から高段圧縮機に吸入される冷媒の過熱度が適正になるように、副絞り装置の開度を制御するようにしたものである。

【0010】

【作用】 上記の構成により、作用側熱交換器が凝縮器の場合には、蓄熱槽下部では補助凝縮器において中間圧力となる低段圧縮機の吐出冷媒と熱交換され、蓄熱槽内部では自然対流により上部の蓄熱用水も温められ、蓄熱槽上部では凝縮器において高圧となる高段圧縮機の吐出冷媒と熱交換されて高温を得ることが可能となる。このとき補助凝縮器により高段圧縮機の吸入冷媒温度は低下されるため、高段圧縮機の吐出冷媒温度も低下され、二段の圧縮機を高効率に運転することが可能となる。

【0011】 また冷媒対冷媒熱交換器において、主絞り装置と蒸発器となる熱源側熱交換器を経て低段圧縮機に循環する冷媒は、凝縮器出口または主絞り装置入口で分岐し、副絞り装置により減圧されて冷却された冷媒と熱交換するため、過冷却度が増大し、蒸発器において熱源からより多くの熱を収集することができることとなる。さらに副絞り装置を経て冷媒対冷媒熱交換器で熱交換される冷媒は、気化されて高段圧縮機に吸入されるため、凝縮器では低段圧縮機から循環する冷媒より多量の冷媒が循環することになるため、供給熱量が増加して給湯能力を増大させることとなる。

【0012】 一方、作用側熱交換器が蒸発器の場合には、蓄熱槽上部では蒸発器における蒸発温度を0℃以下とし、低圧となる低段圧縮機の吸入冷媒と熱交換されて低温を得て氷蓄熱をさせることが可能となり、蓄熱槽下部では補助凝縮器において中間圧力となる低段圧縮機の吐出冷媒と熱交換されるため、蓄熱槽下部からの冷却水の取り出しが容易となる。この場合にも、補助凝縮器により高段圧縮機の吸入冷媒温度が低下され、冷媒対冷媒熱交換器における熱交換により凝縮器となる熱源側熱交換器での放熱が促進され、高効率・高能力な二段圧縮運転ができることとなる。

50 【0013】 また補助凝縮器から高段圧縮機に吸入され

3

る冷媒過熱度が適正になるように、副絞り装置の開度を制御するように構成することにより、補助凝縮器で冷媒が凝縮しすぎて液化が起こったときには、副絞り装置の開度を減少して冷媒対冷媒熱交換器出口の過熱度が大きくなり、合流して高段圧縮機に吸入される際には適正な過熱度となる。逆に、補助凝縮器での凝縮が足りずにいまだ過熱度が大きければ、副絞り装置の開度を増大して冷媒対冷媒熱交換器出口の冷媒を湿った状態にすれば、合流して高段圧縮機に吸入される際には適正な過熱度となる。このように動作条件が大きく変動するいずれの場合にも、高段圧縮機の吸入冷媒の過熱度を適正化して、高効率な二段圧縮運転を実現することができることとなる。

【0014】

【実施例】以下に本発明の一実施例の蓄熱装置を図面を参照しながら説明する。

【0015】図1に本発明の蓄熱装置を給湯装置として用いた例の構成を示す。低段圧縮機1、補助凝縮器2、高段圧縮機3、凝縮器となる作用側熱交換器4、主絞り装置5、蒸発器となる熱源側熱交換器6を直列に接続することにより主冷凍サイクルを構成している。凝縮器4と主絞り装置5の間には冷媒対冷媒熱交換器7が設けてあり、冷媒対冷媒熱交換器7の入口は、凝縮器4の出口から分岐した副絞り装置8を介して作用側熱交換器4に接続され、出口は補助凝縮器2と高段圧縮機3の間に接続されている。高段圧縮機3の吸入配管には高段吸入温度検出器9が付設され、副絞り装置8の出口と冷媒対冷媒熱交換器7を接続する配管には中間蒸発温度検出器10が付設されている。本実施例では、補助凝縮器2は蓄熱槽11の下部に配置され、凝縮器4は蓄熱槽11中部に配置され、蓄熱槽11の下部には給水管12、上部には給湯管13が接続され、給湯栓14の開放により押し上げ式に給湯されるように構成されている。

【0016】つぎに、上記のように構成された蓄熱装置について、その動作と運転方法について説明する。主冷凍サイクルを循環する冷媒は、低段圧縮機1、補助凝縮器2、高段圧縮機3、凝縮器となる作用側熱交換器4、主絞り装置5、蒸発器となる熱源側熱交換器6を経て循環し、低段圧縮機1に再び吸入される。蓄熱槽11の下部では補助凝縮器2において中間圧力となる低段圧縮機1の吐出冷媒と熱交換され、蓄熱槽11の内部では自然対流により上部の給湯用水が温められる。蓄熱槽11の中部では凝縮器4において高圧となる高段圧縮機3の吐出冷媒と熱交換されて加熱され、凝縮器4よりも上部の給湯用水はさらに高温となる。このとき補助凝縮器2での冷媒温度低下により高段圧縮機3の吸入冷媒温度は低下されるため、高段圧縮機3の吐出冷媒温度も低下され、圧縮機効率が向上して二段の圧縮機を高効率に運転することが可能となる。

【0017】また冷媒対冷媒熱交換器7において、主絞

4

り装置5と蒸発器6を經由して低段圧縮機1に循環する冷媒は、凝縮器4の出口で分岐して副絞り装置8により減圧されて冷却された冷媒と熱交換されるため、過冷却度が増大し、蒸発器6において熱源との温度差が大きくなり、熱源からより多くの熱を効率よく収集するものである。さらに副絞り装置8を經由して冷媒対冷媒熱交換器7で熱交換された冷媒は、気化されて高段圧縮機3に吸入され凝縮器4に送られるため、凝縮器4では低段圧縮機1から循環する冷媒よりも多くの冷媒が循環することになり、蓄熱槽11の給湯能力を増大させるものである。

【0018】また高段圧縮機3の吸入過熱度は、高段吸入温度検出器9と中間蒸発温度検出器10での温度差から検出されるため、補助凝縮器2で凝縮しすぎて液化がおこれば、検出される過熱度に従って副絞り装置8の開度を減少して冷媒対冷媒熱交換器7の出口での過熱度を大きくし、合流して高段圧縮機3に吸入される際には適正な過熱度となる。逆に、補助凝縮器2での凝縮が不足して、なお過熱度が大きいときには、検出された過熱度に応じて副絞り装置8の開度を増大して冷媒対冷媒熱交換器7の出口での冷媒を湿りの状態とし、合流して高段圧縮機3に吸入される際には適正な過熱度となる。

【0019】従って動作条件が大きく変動するようないずれの場合にも、補助凝縮器2から高段圧縮機3に吸入される冷媒過熱度が適正になるように、副絞り装置8の開度を制御するようにすることにより、高効率な二段圧縮運転を実現するものである。また低段圧縮機1から吐出される冷媒循環量が変化しても、凝縮器4からの循環冷媒を副絞り装置8により最適量の高段用冷媒に分岐させることができるので、高段圧縮機3での吸入過熱度を低段側とは独立に制御して安定した信頼性の高い運転を保証できるものである。

【0020】図2は本発明の一実施例の蓄熱装置を冬期の高温蓄熱と夏期の氷蓄熱の兼用装置として用いた場合の構成を示す。1~11は図1の給湯装置と同一の構成要素であり、蓄熱槽11には循環ポンプ12、水循環回路13を介して各室に設置された複数のファンコイルユニット14がそれぞれ並列に接続されている。この構成で図1の構成と異なる点は、作用側熱交換器4と熱源側熱交換器6の間で分割された2つの主絞り装置5-A、5-Bの間に冷媒対冷媒熱交換器7を挿入し、主絞り装置5-A、5-Bを運転モードに応じて全開可能とした点と、低段圧縮機1と補助熱交換器2と高段圧縮機3を一对とし、作用側熱交換器4と熱源側熱交換器6が凝縮器にも蒸発器にもなりうるように、四方弁15を接続した点である。

【0021】この構成では、冬期の高温蓄熱の場合には、図2の矢印Aのように四方弁15の開路をとり、主絞り装置5-Bを全開とすると、図1の給湯装置と同様に、作用側熱交換器4が凝縮器、熱源側熱交換器6が蒸

5

発器となり、高温蓄熱を高効率・高能力に実現することが可能となる。

【0022】夏の氷蓄熱の場合には、図2の矢印Bのように四方弁15の開路をとり、主絞り装置5-Aを全開とすると、熱源側熱交換器6が凝縮器、作用側熱交換器4が蒸発器となり、主絞り装置5-B入口の冷媒が分岐されて副絞り装置8により減圧され、冷媒対冷媒熱交換器7において熱交換されることになる。したがって、蓄熱槽11上部では蒸発器となる作用側熱交換器4における蒸発温度を0℃以下とし、低圧となる低段圧縮機1の吸入冷媒と熱交換されて低温を得て氷蓄熱を高効率・高能力に実現することが可能となる。蓄熱槽11の下部では補助凝縮器2において中間圧力となる低段圧縮機1の吐出冷媒と熱交換されるため、蓄熱槽11の下部からの冷却水の取り出しが容易となる。この場合にも、補助凝縮器2により高段圧縮機3の吸入冷媒温度が低下し、冷媒対冷媒熱交換器7における熱交換により凝縮器となる熱源側熱交換器6での放熱が促進され、高効率・高能力な二段圧縮運転ができるものである。

【0023】なお補助凝縮器2や作用側熱交換器4の配置や位置は、本実施例のように限定されるものではなく、蓄熱槽11から蓄熱用水を循環させるようにしてもよい。また図2の全開可能な2つの主絞り装置5-A、5-Bは、キャピラリチューブと逆止弁（図示せず）により構成してもよい。さらに本実施例の蓄熱装置は、給湯冷暖房装置や端末側を冷媒回路によって構成した氷蓄熱冷暖房装置として適用してもよい。

【0024】

【発明の効果】以上の実施例の説明からも明らかなように、本発明の蓄熱装置は、低段圧縮機、補助凝縮器、高段圧縮機、作用側熱交換器、主絞り装置、熱源側熱交換器等を直列に接続して主冷凍サイクルを構成し、凝縮器となる熱交換器と主絞り装置の間に設けた冷媒対冷媒熱交換器の他方の入口に、凝縮器出口または主絞り装置入口を分岐して副絞り装置を介した配管を接続し、出口配管を補助凝縮器と高段圧縮機の間に接続し、補助凝縮器と作用側熱交換器のいずれも蓄熱槽水と熱交換するものであり、蓄熱温度の高温化・低温化を高効率・高能力な二段圧縮冷凍サイクルにより実現できる。

【0025】さらに補助凝縮器は蓄熱槽下部の蓄熱用水

6

と熱交換し、作用側熱交換器は蓄熱槽上部の蓄熱用水と熱交換するので、作用側熱交換器が凝縮器の場合には、蓄熱槽下部では補助凝縮器において中間圧力となる低段圧縮機の吐出冷媒と熱交換され、蓄熱槽内部では自然対流により上部の蓄熱用水も温められ、蓄熱槽上部では凝縮器において高圧となる高段圧縮機の吐出冷媒と熱交換されて高温を得ることが可能となる。作用側熱交換器が蒸発器の場合には、蓄熱槽上部では蒸発器における蒸発温度を0℃以下とし、低圧となる低段圧縮機の吸入冷媒と熱交換されて低温を得て氷蓄熱をさせることが可能となる。蓄熱槽下部では補助凝縮器において中間圧力となる低段圧縮機の吐出冷媒と熱交換されるため、蓄熱槽下部からの冷却水の取り出しが容易となる。

【0026】また本発明の蓄熱装置は、補助凝縮器から高段圧縮機に吸入される冷媒過熱度が適正になるように、副絞り装置の開度を制御することができるので、動作条件が大きく変動するようないずれの場合にも、高段圧縮機の吸入冷媒の過熱度を適正化して、高効率な二段圧縮運転を実現できる。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の一実施例の蓄熱装置を用いた給湯装置の構成図

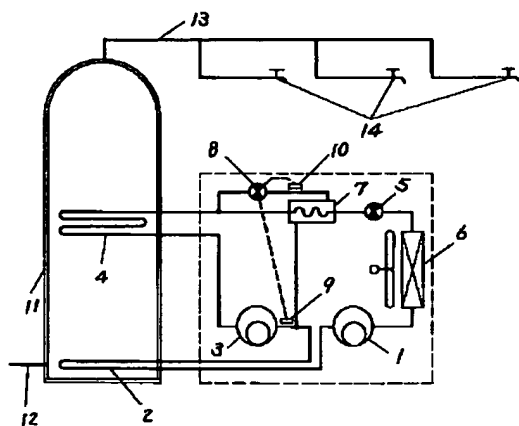
【図2】本発明の一実施例の蓄熱装置を用いた氷蓄熱装置の構成図

【符号の説明】

- 1 低段圧縮機
- 2 補助凝縮器
- 3 高段圧縮機
- 4 作用側熱交換器
- 5 主絞り装置
- 6 熱源側熱交換器
- 7 冷媒対冷媒熱交換器
- 8 副絞り装置
- 9 高段吸入温度検出器
- 10 中間蒸発温度検出器
- 11 蓄熱槽
- 12 循環ポンプ
- 13 水循環回路
- 14 ファンコイルユニット

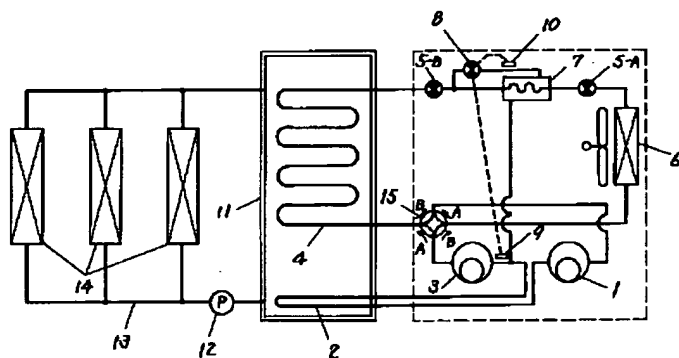
【図1】

- 1--低段圧縮機
- 2--補助凝縮器
- 3--高段圧縮機
- 4--作用側熱交換器
- 5--主絞り装置
- 6--無源側熱交換器
- 7--冷媒対冷媒熱交換器
- 8--副絞り装置
- 9--高段吸入温度検出器
- 10--中間蒸発温度検出器
- 11--蓄熱槽



【図2】

- 12--循環ポンプ
- 13--水循環回路
- 14--ファンコイルユニット



フロントページの続き

(72)発明者 田頭 実

大阪府門真市大字門真1006番地 松下電器
産業株式会社内

PAT-NO: JP404254154A

DOCUMENT-IDENTIFIER: JP 04254154 A

TITLE: HEAT STORAGE DEVICE

PUBN-DATE: September 9, 1992

INVENTOR-INFORMATION:

NAME

YOSHIDA, YUJI

NAKATANI, KAZUO

FUNAKURA, SHOZO

TAGASHIRA, MINORU

INT-CL (IPC): F25B001/10, F24F005/00

ABSTRACT:

PURPOSE: To provide a configuration capable of embodying higher temperature and lower temperature of heat storage with high efficiency in a heat storage device which supplies hot water and stores cold heat (ice heat) based on the application of a heat pump.

CONSTITUTION: A two stage compression/one stage expansion cycle is constituted by connecting a lower stage compressor 1, an auxiliary condenser 2, and a higher stage compressor 3 in serial. An action side heat exchanger 4 comprising the auxiliary condenser 2 and the condenser heat-exchanges with water in a heat storage tank in either action side. The auxiliary condenser 2 heat-exchanges heat storage water in the lower part of the heat storage tank 11 while the action side heat exchanger 4 heat-exchanges with heat storage water in the upper part of the heat storage tank 11. This construction makes it possible to embody higher temperature and lower temperature in terms of heat storage temperature.

COPYRIGHT: (C)1992,JPO&Japio